

Библиографический список

1. Свидетельство об отраслевой регистрации разработки зарегистрированное в Отраслевом фонде алгоритмов и программ (ОФАП). Программа для расчета оптимальных режимов прерывистого отопления зданий / Е.Ю. Анисимова. – № 50200800068 от 18.01.2008 г.
2. Панферов, В.И. Об оптимальном управлении тепловым режимом зданий / В.И. Панферов, Е.Ю. Анисимова, А.Н. Нагорная // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». – 2007. – Вып. 8. – № 20 (92). – С. 3-9.
3. Панферов, В.И. Энергоэффективное управление тепловым режимом зданий / В.И. Панферов, Е.Ю. Анисимова // Энергоэффективность и энергобезопасность производственных процессов: Труды Всероссийской науч.-техн. конф. студентов, магистрантов, аспирантов 13-15 ноября. Тольятти: ТГУ. – 2007. – С. 102-103.

АЛГОРИТМ РАСЧЁТА АППАРАТА ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ДЛЯ МОБИЛЬНЫХ УСТАНОВОК.

студ. Н.М. АНОШИН, А.С. НОСКОВ

ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина»

А.В. ЛОВЦОВ

ООО «КБ «ЧКЗ-ЮГСОН».

В настоящее время теплообменные аппараты имеют высокое распространение для технологических нужд. Они имеют различные типы и предназначены для тех задач, для которых они разработаны. Для передвижных установок, где при высокой эффективности процесса необходимы компактность и малая масса, применяют теплообменные аппараты воздушного охлаждения.

Целью проведённой работы было нахождение эффективных геометрических характеристик оребрения теплообменного аппарата воздушного охлаждения, который использовался в мобильной установке по перекачке газа, для уменьшения потерь в теплообменном аппарате, уменьшении мощности, требуемой для продувки данного аппарата, а также для уменьшения их веса и габаритов, что немаловажно в мобильных установках.

Разработан алгоритм для расчёта теплообменного аппарата воздушного охлаждения с определённым типом оребрения – с накатными рёбрами, где одной из переменных была взята температура воздуха после прохождения теплообменного аппарата. Эта температура позволяет не только рассчитать среднюю температуру для расчёта теплообменного аппарата, но так же она прямым образом влияет на количество воздуха, требуемое для продувки через теплообменный аппарат, что влияет на сопротивление теплообменного аппарата и требуемую мощность вентилятора для его продувки.

Для данного теплообменного аппарата требовался расчёт геометрических характеристик оребрённой трубы.

Расчётные формулы и исходные данные:

Задаются

Геометрические параметры зоны теплообмена (высота ($Vis_{то}$), ширина ($Sh_{то}$), длина ($DI_{то}$)), температуры охлаждаемого газа (T_{11} , T_{12}) и наружная температура воздуха (T_{21}), температура воздуха после прохождения через теплообменник (T_{22}), тепловая мощность теплообменного аппарата ($Nt_{то}$), теплопроводность алюминия ($\lambda_{ал}$), скорости воздуха ($W_{возд}$) (задаётся для первой ите-

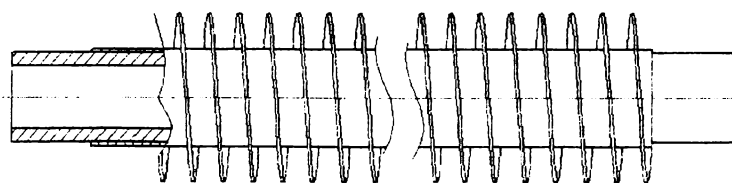


Рис. 1. Оребрённая труба

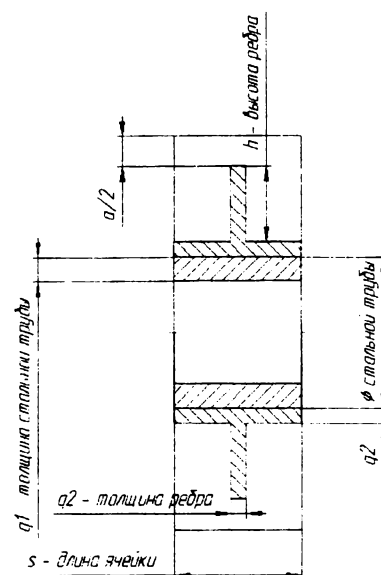


Рис. 2. Общий вид элементарной ячейки

рации) и газа ($W_{\text{газ}}$) в теплообменном аппарате, давление воздуха ($P_{\text{возд}}$), постоянные для газа (коэффициент кинематической вязкости ($\nu_{\text{газ}}$), плотность газа ($\rho_{\text{газ}}$), удельная теплоёмкость газа ($c_{\text{газ}}$), теплопроводность ($\lambda_{\text{газ}}$), Дискретные значения наружного диаметра трубы ($D_{\text{от.нар}}$), толщина трубы (q_1), толщина ребра (q_2), высота ребра (h_p), расстояние между рёбрами (s), КПД вентиляторов ($\eta_{\text{вент}}$).

Для упрощения расчёта оребрённой части трубы была взята оребрённая ячейка (см. рис. 2). На рис. 2 а – расстояние между вершинами рёбер соседних труб.

Расчёт значений, зависящих от выходной температуры воздуха и температуры охлаждаемого тела

Удельная теплоёмкость воздуха [3]

$$c_{\text{возд}} = (1,0005 + 1,1904 \cdot 10^{-4} (T_{\text{ср.возд}} - 273)) \cdot 10^3. \quad (1)$$

Теплопроводность воздуха [6]

$$\lambda_{\text{возд}} = 2,44 \cdot 10^{-2} \cdot \left(\frac{T_{\text{ср.возд}}}{273} \right)^{0.82} \quad (2)$$

Коэффициент динамической вязкости воздуха при средней температуре воздуха [3]

$$\mu_{\text{возд}} = 1,717 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{T_{\text{ср.возд}}}{273} \right)^{0.683} \quad (3)$$

Приближённые формулы для воздуха действительны в диапазоне температур воздуха от 273K до 473K.

Требуемый массовый расход воздуха [1]

$$G_{\text{возд}} = \frac{N_{\text{тот}}}{c_{\text{возд}} \Delta T_{\text{возд}}} \quad (4)$$

Требуемый объёмный расход воздуха [2]

$$V_{\text{возд}} = \frac{G_{\text{возд}}}{\rho_{\text{возд}}}; \quad (5)$$

Число Прандтля для охлаждаемого тела [2]

$$Pr_{\text{газ}} = \frac{\nu_{\text{газ}} c_{\text{газ}} \rho_{\text{газ}}}{\lambda_{\text{газ}}}. \quad (6)$$

Свободное сечение для прохождения воздуха

$$F_{\text{возд}} = \frac{V_{\text{возд}}}{W_{\text{возд}}}. \quad (7)$$

Теплопередача с внутренней поверхности оребрённой трубы

В теплообменнике идёт охлаждение природного газа

Число Рейнольдса для охлаждаемого тела [1]

$$Re_{\text{газ}} = \frac{w_{\text{газ}} (D_{\text{от.нар}} - 2q_1)}{\nu_{\text{газ}}}. \quad (8)$$

Число Нуссельта для охлаждаемого тела [1]

$$Nu_{\text{газ}} = 0,023 Re_{\text{газ}}^{0.8} Pr_{\text{газ}}^{0.4}. \quad (9)$$

Внутренняя теплопередающая поверхность для 1 ячейки

$$F_{\text{вл.яч}} = \pi s (D_{\text{от.нар}} - 2q_1). \quad (10)$$

Теплопередача с внешней поверхности оребрённой трубы

Число Нуссельта для воздуха при поперечном обтекании воздуха пучка труб с поперечными рёбрами вычислим по формуле Карасиной [1]

$$Nu_{\text{возд}} = C_k Re_{\text{возд}}^{0.65} Pr_{\text{возд}}^{0.33} \left(\frac{s}{D_{\text{от.нар}} - 2q_1} \right)^{0.54} \cdot \left(\frac{s}{h_p} \right)^{0.14}, \quad (11)$$

где C_k – коэффициент, равный 0,215 для труб с круглыми рёбрами.

Коэффициент теплопроводности оребренной поверхности трубы [1]

$$\alpha_{\text{внш}} = \frac{\lambda_{\text{возд}} \text{Nu}_{\text{возд}}}{s}. \quad (12)$$

Наружная поверхность ячейки

Неоребрённая поверхность ячейки

$$F_{\text{неорб.яч.}} = \pi(D_{\text{от.нар}} + 2q_2)(s - q_2). \quad (13)$$

Поверхность ребра ячейки

$$F_{\text{орб.яч.}} = q_2(D_{\text{от.нар}} + 2(q_2 + h_p)) + \pi \frac{(D_{\text{от.нар}} + 2(q_2 + h_p))^2 - (D_{\text{от.нар}} + 2q_2)^2}{4}. \quad (14)$$

Эффективная поверхность ячейки

$$F_{\text{эф.яч.}} = F_{\text{неорб.яч.}} + F_{\text{орб.яч.}} E, \quad (15)$$

где E – коэффициент эффективности ребра

$$E = \frac{\tanh(mr_0\xi)}{mr_0\xi}.$$

Здесь

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_{\text{внш}}}{\lambda_{\text{ал}} q_2}}, \quad r_0 = \frac{D_{\text{от.нар}} + 2q_2}{2}, \quad \xi = \frac{D_{\text{от.нар}} + 2(q_2 + h_p) - 0,001}{D_{\text{от.нар}} + 2q_2} \left(1 + 0,35 \ln \frac{D_{\text{от.нар}} + 2(q_2 + h_p)}{D_{\text{от.нар}} + 2q_2} \right)$$

Коэффициент теплопередачи и удельного теплосъёма на 1 м³

Коэффициент теплопередачи [2]

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{вн.}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{внш.}}} \cdot \frac{F_{\text{вн.яч.}}}{F_{\text{эф.яч.}}}}. \quad (16)$$

Объём одной ячейки

$$V_{\text{яч}} = s(D_{\text{от.нар}} + 2(q_2 + h_p) + a)^2. \quad (17)$$

Удельный теплосъём с одной ячейки [1]

$$k_{\text{уд.яч}} = \frac{kF_{\text{вн.яч.}}(T_{\text{ср.газ}} - T_{\text{ср.возд}})}{V_{\text{яч}}}. \quad (18)$$

Параметры оребрения, геометрия пучка

Количество ячеек, помещающихся в ширину теплообменника

$$n_{\text{ш}} = \frac{Sh_{\text{то}}}{s}. \quad (19)$$

Количество ячеек, помещающихся в длину теплообменника

$$n_{\text{д}} = \frac{Dl_{\text{то}}}{D_{\text{от.нар}} + 2(q_2 + h_p) + a}. \quad (20)$$

Количество ячеек, помещающихся в высоту теплообменника

$$n_{\text{в}} = \frac{Vis_{\text{то}}}{D_{\text{от.нар}} + 2(q_2 + h_p) + a}. \quad (21)$$

Количество ячеек, уместяющихся на одной трубе, количество ячеек, помещающихся в длину, в ширину и в высоту – округляем до целого большего значения.

Непроходное сечение 1 ячейки

$$F_{\text{непр.яч.}} = 2(q_2 + h_p) + (D_{\text{от.нар}} + 2q_2)s. \quad (22)$$

Проходное сечение для воздуха

$$F_{\text{возд.прох}} = Vis_{\text{то}} Sh_{\text{то}} - n_{\text{в}} n_{\text{ш}} F_{\text{непр.яч.}}. \quad (23)$$

Сопротивление трубного пучка, потери, требуемая мощность вентилятора

Сопротивление трубного пучка [1]

$$F_{\text{экв.}} = (D_{\text{от.нар}} + 2(q_2 + h_p) + a)s - 2s(h_p q_2 + (D_{\text{от.нар}} + 2q_2)), \quad (24)$$

$$P_{\text{экв.}} = 2(s + 2h_p), \quad (25)$$

$$D_{\text{экв.}} = \frac{4F_{\text{экв.}}}{P_{\text{экв.}}}, \quad (26)$$

$$Re_{\text{тр.пук}} = \frac{w_{\text{возд}} D_{\text{экв.}}}{\nu_{\text{возд}}}, \quad (27)$$

$$\xi_p = 2,7n_d \left(\frac{h_p}{D_{\text{от.нар}} + 2q_2} \right)^{0,45} \left(\frac{s - q_2}{D_{\text{от.нар}} + 2q_2} \right)^{-0,72} Re_{\text{тр.пук}}^{-0,24}. \quad (28)$$

Потери напора в теплообменном аппарате [1]

$$\Delta p = \xi_p \frac{\rho_{\text{возд}} w_{\text{возд}}^2}{2}. \quad (29)$$

Требуемая мощность вентиляторов [1]

$$N_{\text{вент}} = \frac{\Delta p \nu_{\text{возд}}}{\eta_{\text{вент}}}. \quad (30)$$

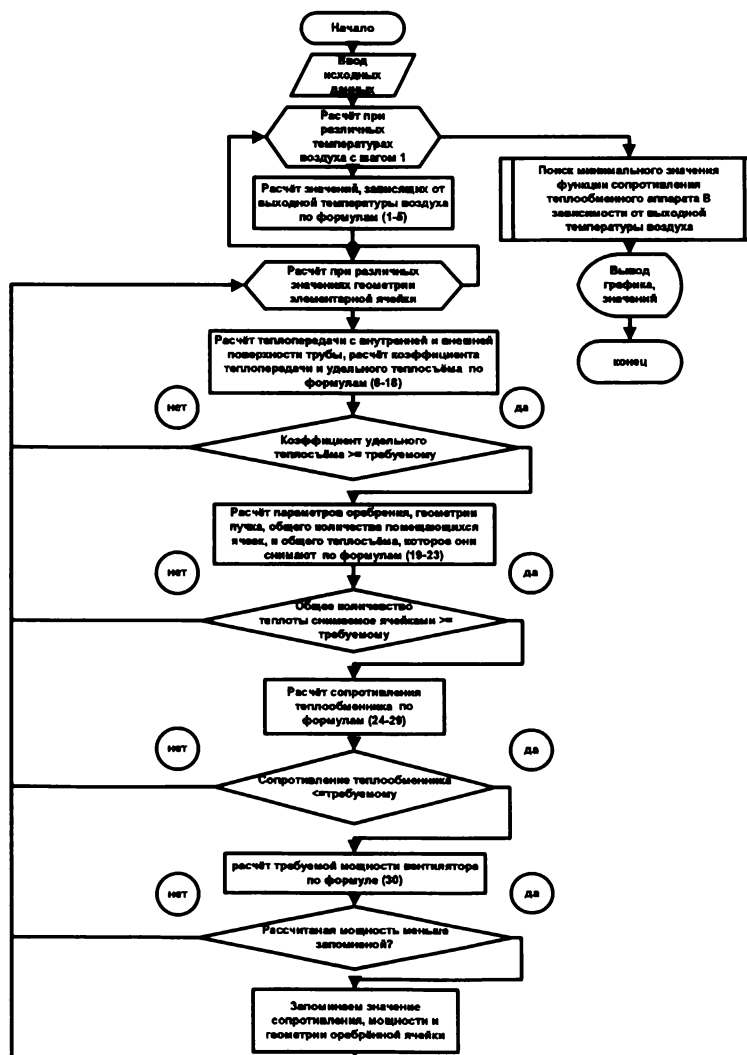
Алгоритм

Данный алгоритм использовался для создания программы, которая использовалась при расчёте теплообменных аппаратов. Они применяются для охлаждения природного газа после прохождения компрессора в установке для перекачки газа, спроектированную ООО «ЧКЗ-Югсон». Были даны следующие ограничения параметров теплообменного аппарата из

условий компоновки мобильной установки по перекачке газа:

- по габаритам теплообменного аппарата (для рабочей зоны теплообменного аппарата: длина 1600 мм, высота 600 мм, ширина 600 мм);
- по требуемой максимальной мощности, которую можно подать на вентилятор для продувки воздуха через теплообменный аппарат (для начальной итерации было взято 60000Вт). Она должна быть как можно меньше, но, в то же время, сопротивление теплообменного аппарата не должно быть выше 3000 Па, так как использовался вентилятор с определённой расчетной рабочей точкой;
- по параметру недорегуляции 5°C для охлаждения природного газа до 40°C при температуре воздуха 35°C.

Следует отметить,



что использование стандартных теплообменных аппаратов даёт показатель недорекупации около 15°C.

Расчёт производился для температур воздуха на выходе из теплообменного аппарата 40°C до 70°C, но в ходе алгоритма разброс используемых температур уменьшился, так как при температуре ниже 45°C требуемая мощность вентилятора выше 60 кВт, а расчёт от 60°C до 70°C не производился автоматически, т.к. с ростом температуры выше этой отметки, потери на сопротивления со стороны охлаждающего воздуха были больше 3000 Па.

В расчёты использовались различные дискретные значения геометрических характеристик, ниже приведены их варианты:

- варианты толщины алюминиевой ленты 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1,0; 1,3; мм [4];
- варианты диаметров труб 10, 12, 13, 14, 15, 20, 25, 32, 40 мм [5];
- варианты высоты оребрения 4, 5, 6, 7, 8, 9 мм;
- варианты длины элементарной ячейки 3,0; 3,5; 3,7; 4,0; 5,0; 10 мм.

Данные значения перебирались для каждой температуры и выбирались те значения, которые удовлетворяли условиям компоновки, требуемой мощности и сопротивлению. В табл. 1 приведены данные для части рассчитанных температур, а на рис. 5 приведён график зависимости требуемой мощности вентилятора от выходной температуры воздуха.

Толщина стальной трубы была принята 1,5 мм, при этом значении она выдерживает давление газа, который подаётся в теплообменный аппарат.

Были получены зависимости требуемой мощности вентилятора от выходной температуры воздуха, а также геометрия трубы при наименьшем значении требуемой мощности вентилятора.

Полученные геометрические показатели оребрения:

Диаметр стальной трубы m ; толщина стальной трубы $q_1 = 1,5$ мм; толщина алюминиевой ленты $q_2 = 0,4$ мм; высота оребрения $h_p = 4$ мм; шаг оребрения $s = 3,7$ мм.

Для оребренной трубы использовались: труба 10х1,5 – сталь 20 ГОСТ 1050-88; оребрение – лента А5М ГОСТ 13726-97.

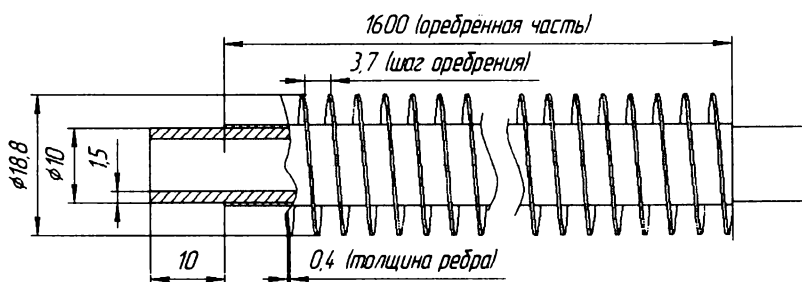


Рис. 4. Разработанная оребренная труба

Таблица

Расчетные данные

Температура воздуха на выходе из теплообменника, °C	Требуемая мощность вентилятора, кВт	Диаметр стальной трубы, мм	Сопротивление теплообменного аппарата, Па
45	59,1	20	2458
46	53,8	20	2455
47	55,4	15	2757
48	51,2	15	2755
55	34,3	14	2805
57	31,9	13	2862
58	21,1	12	2914
59	30,7	10	2955
60	29,5	10	2952

Менялся диаметр трубы, в то время как другие показатели оставались в определённых значениях: толщина алюминиевой ленты стремилась к наименьшему значению, как и высота оребрения. «Горб» на рис. 5 обусловлен резкой сменой диаметра оребренной трубы, так как мы не можем выбрать произвольный диаметр трубы, а только из значений ГОСТа и принятых значениях при расчёте.

При выходной температуре воздуха 60°C мощность требуемая вентиляторами 29,5 кВт, а сопротивление теплообменного аппарата 2992 Па.

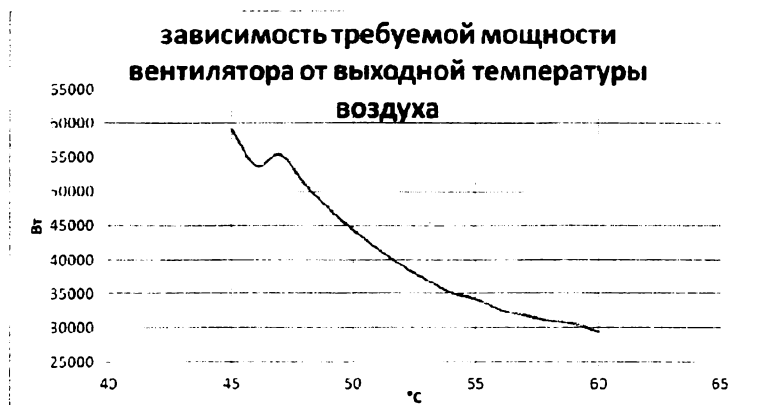


Рис. 5. График зависимости требуемой мощности вентилятора от выходной температуры воздуха

Разработанный алгоритм позволяет определить геометрические характеристики аппарата воздушного охлаждения с использованием оребренной трубы с накатными рёбрами при заданных ограничениях по геометрическим размерам, требуемому сопротивлению, и показателю недорекупации и с минимально возможной мощностью, требуемой вентилятору для продувки теплообменного аппарата. Удельный теплосъём

по объёму элементарной ячейки позволяет эффективно использовать объём занимаемый теплообменным аппаратом. Данный алгоритм может использоваться для расчёта других АВО с накатными рёбрами для различных требований и использованием различных охлаждаемых газов или жидкостей.

Библиографический список

1. Пластилин П.И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчёт/2-е изд., перераб и доп. – М.: Колос, 2000.- 456с.: ил.
2. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. Изд. 2-е, стереотип. М., «энергия», 1977. 344с. с ил.
3. Highexpert.ru [Электронный ресурс]
4. ГОСТ 13726-97 Ленты из алюминия и алюминиевых сплавов.
5. ГОСТ 8734-75, Трубы стальные бесшовные холоднодеформированные

ОБЕЗЖЕЛЕЗИВАНИЕ И ДЕМАНГАЦИЯ НА ПАТРОННЫХ ЭЛЕМЕНТАХ «АТРУМ» – ИННОВАЦИЯ В ВОДОПОДГОТОВКЕ

Г.Б. БРАЯЛОВСКИЙ, Е.В. МИГАЛАТИЙ, О.Б. НАСЧЕТНИКОВА, М.А. БЕЛЯЕВ

ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина»

Вода с высоким содержанием железа обладает низкими органолептическими свойствами, а использование такой воды в производственном процессе приводит к появлению ржавых пятен и разводов на готовой продукции. При производстве бумаги, в текстильной промышленности, в прачечных использование воды, содержащей железо и марганец, недопустимо. Ионы железа и марганца загрязняют ионообменные смолы, поэтому при проведении большинства ионообменных процессов первой стадией обработки воды является их удаление.

Очистка воды от соединений железа является в ряде случаев довольно сложной задачей, которая может быть решена только комплексно. Это обстоятельство в первую очередь связано с многообразием форм существования железа в природных водах. Чтобы определить наиболее действенный и экономичный для конкретной воды метод обезжелезивания, нужно произвести пробное удаление железа.

В соответствии с требованиями СНиП метод обезжелезивания воды, расчетные параметры и дозы реагентов следует принимать на основе результатов технологических изысканий, выполненных непосредственно у источника водоснабжения.

В воде поверхностных источников железо находится обычно в форме органоминеральных коллоидных комплексов, в частности в виде гуминовокислого железа, и тонкодисперсной взвеси гидроксида железа. В речной воде, загрязненной кислотными стоками, встречается сульфат двухвалентного железа FeSO_4 . Из-за наличия в речной воде растворенного кислорода двухвалентное железо Fe^{2+} окисляется в трехвалентное Fe^{3+} . При появлении в воде сероводорода H_2S образуется тонкодисперсная взвесь сульфида железа FeS .